

Выводы. На основании исследований устанавливаем, что эволюта эволенты не будет прямой линией и, более того, будет иметь зону перегиба.

1. Составлено дифференциальное уравнение эволенты.
2. Установлена зависимость вида эволенты от введенных коэффициентов n и p .
3. Построена зависимость радиуса кривизны эволенты от введенных коэффициентов.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с.
2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с.
3. Павлов А.И. Контактное взаимодействие выпуклой и вогнутой поверхностей в зубчатом зацеплении // Вестник национального технического университета "ХПИ". – Харьков, 2002. – Вып.10, т.2. – С.99-102.

Поступила в редколлегию 03.05.12

УДК.621.833

А.И. ПАВЛОВ, д.т.н., профессор каф. инж. графики ХНАДУ "ХАДИ", Харьков;
В.И. ВЕРБИЦКИЙ, к.ф.-м.н., ХНАДУ "ХАДИ";
С.В. АНДРИЕНКО, преподаватель ХНАДУ "ХАДИ"

КОНТАКТНЫЕ НАПРЯЖЕНИЯ В ЗУБЧАТОМ ЗАЦЕПЛЕНИИ ЭВОЛЮТНЫХ ПЕРЕДАЧ

В статье приведены формулы для контактных напряжений в зубчатом зацеплении эволютных передач и проведено их сравнение.

В статті наведені формули для контактних напруг в зубчастому зацепленні еволютних передач і порівняні між собою.

In this article formulas for contact stress in evolute gearing are brought and compared with itself.

Постановка вопроса. Для определения контактных напряжений в зубчатом зацеплении эволютных передач формула Герца в общем случае не применима. Для этих случаев необходимы другие формулы.

Цель работы – получить формулы, обеспечивающие достаточную точность.

Основная часть. Общие положения:

а) закон Гука, записанный в виде

$$\sigma = \frac{\Delta}{H} E, \quad (1)$$

где Δ – деформация в контакте; H – глубина деформации (см. рисунок); E – модуль упругости материалов;

б) полуширина площадки контакта связана с глубиной деформирования для малых деформаций формулой

$$a = \sqrt{2\Delta R}; \quad (2)$$

в) полная сила в контакте

$$P = 2\sigma_{cp}ab, \quad (3)$$

где σ_{cp} – средние напряжения; b – длина площадки контакта.

1. Пусть напряжения распределены по закону косинуса

$$\sigma = \sigma_m \cos \frac{\pi x}{2a}, \quad (4)$$

где σ_m – максимальные контактные напряжения. Тогда полная сила в контакте

$$P = \sigma_m b \int_0^a \cos \frac{\pi x}{2a} dx = \frac{2}{\pi} \sigma_m ba. \quad (5)$$

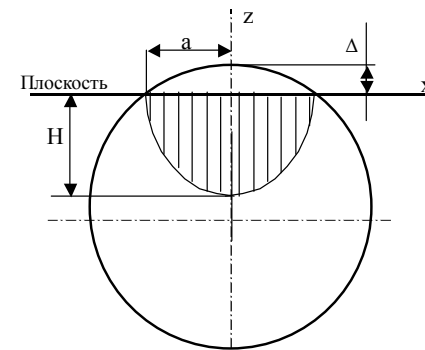


Рисунок – Зона контакта цилиндра с плоскостью

Принимая закон изменения зоны деформирования по тому же косинусу

$$H = H_0 \cos \frac{\pi x}{2a}, \quad (6)$$

и полагая, что на границе полуширины площадки контакта касательная к закону деформирования направлена к центру, установим

$$\frac{\pi H_0}{2a} = \frac{R}{a}, \quad (1)$$

следовательно,

$$H_0 = \frac{2R}{\pi}. \quad (8)$$

Сравнивая формулы для полной силы (3) и (5), имеем

$$\sigma_{cp} = \frac{\sigma_m}{\pi}, \quad (9)$$

а подставляя (2) в (3), получим

$$P = bE\sqrt{2\Delta^3/R}, \quad (10)$$

откуда

$$\Delta = \sqrt[3]{\frac{P^2 R}{2b^2 E^2}}, \quad (11)$$

и тогда

$$\sigma_m = \sqrt[3]{\frac{P^2 E}{2b^2 R^2}} = 0.841 \sqrt[3]{\frac{P^2 E}{b^2 R^2}}. \quad (12)$$

2. Если принять закон распределения напряжений по параболе

$$\sigma = \sigma_m \left(1 - \frac{x^2}{a^2}\right), \quad (13)$$

то

$$H_0 = \frac{R}{2} \quad (14)$$

и

$$\sigma_m = \frac{a^2 E}{R^2}, \quad (15)$$

а

$$\sigma_{cp} = \frac{2}{3} \sigma_m. \quad (16)$$

На основании приведенных выше формул

$$P^2 = \frac{16}{9} \frac{b^2 R^2 \sigma_m^3}{E}, \quad (17)$$

откуда

$$\sigma_m = 0,8363 \sqrt{\frac{P^2 E}{b^2 R^2}}. \quad (18)$$

Отличие формул (12) и (18) состоит в различии коэффициентов 0,841 и 0,836, что составляет менее 0,1%. Путем сравнения напряжений для заданных параметров передачи можно установить целесообразность применения того или иного вида зацепления.

Выводы:

1. Определение контактных напряжений по приведенным формулам соотношением радиусов кривизны контактирующих поверхностей не ограничено.
2. Полученные формулы требуют экспериментальной проверки.

Список литературы: 1. Литвин Ф.Л. Теория зубчатых зацеплений. – М.: Наука, 1968. – 584с. 2. Павлов А.И. Современная теория зубчатых зацеплений. – Харьков: ХНАДУ, 2005. – 100с. 3. Павлов А.И., Вербицкий В.И. Геометрическое моделирование зоны контакта при взаимодействии двух упругих цилиндров // 36. "Геометричне та комп'ютерне моделювання". – Харків: Харк. держ. акад. техн. та орган. харч, 2006. – Вип.15. – С.95-99.

Поступила в редколлегию 03.05.12

УДК 629.12:534.836

А.П. ПОПОВ, д.т.н., проф., зав. каф. МКМ НУК им. адм. Макарова, Николаев;
Ю.Н. КИПРЕЕВ, к.т.н., профессор каф. МКМ НУК

ВИБРАЦИЯ МОДИФИЦИРОВАННЫХ ЗУБЧАТЫХ ПЕРЕДАЧ

Выполнен сравнительный анализ уровней вибрационной активности движущегося контакта пар зубьев нормального прямозубого зацепления с модификациями "глубокого" профиля и зацепления колес с двумя и более смещенными венцами. Показано, что более эффективными возможностями для снижения уровней вибрации обладают передачи с зацеплениями колес со смещенными относительно друг друга венцами.

Виконано порівняльний аналіз рівнів вібраційної активності контакту пар зубів, що рухаються, нормального прямого зубчастого зачеплення з модифікаціями "глибокого" профілю і зачеплення коліс із двома та більше зміщеними вінцями. Показано, що більш ефективними можливостями для зниження рівнів вібрації володіють передачі із зачепленнями коліс зі зміщеними відносно один одного вінцями.

Comparative analysis of level vibration activity of the moving contact of teeth pairs of the normal spur tooth system with modification of "deep" profile with two and more displaced too thing has been carried out. It has been shown that effective possibilities for covering vibration levels have gearings with tooth system of gears with displaced relatively each other too thing.

Актуальность задачи. Зубчатые передачи в составе любого машинного агрегата являются одним из основных источников вибрации и шума [1,2]. Одной из причин, приводящих к повышенной вибрации, является периодически сменяющийся контакт пар зубьев под действием переменной нагрузки. Понижение этой составляющей вибрации всегда находится в зоне пристального внимания разработчиков зубчатых механизмов.

Анализ последних исследований и публикаций. Наиболее подробными являются исследования по определению структурных частот, влиянию зазоров, кинематических неточностей, статических деформаций зубьев на уровень вибрации шума [2], технологических ошибок шума [1] и др. Как правило, результатами этих исследований являются качественные оценки влияния различных факторов и разработанные на их основе соответствующие рекомендации. За исключением работ [1-4], в настоящее время отсутствуют исследования по количественной оценке влияния конструктивных особенностей на параметры структурной вибрации и шума. Существующие методики исследований [1] оказались довольно громоздкими и непригодными для оценки их вибрации. С этой целью выполнено сравнение [3] вибрационных характеристик обычного зацепления нормальных прямозубых колес с характеристиками упомянутых модификаций.

Цель работы – исследование вибрационных характеристик модифицированных зубчатых зацеплений.

Изложение основного материала. Стремление к усовершенствованию зубчатых передач привело к появлению конструкций зацепления колес с увеличенной головкой зуба (так называемый "глубокий" профиль, [5]), зацеплений сборных колес со смещенными друг относительно друга зубчатыми венцами, например, [6, 7] и др. Эти перспективные конструкции позволяют улучшить работоспособность и несущую способность зацепления. Применение их может снизить уровень вибрации и шума, но для оценки этого эффекта они нуждаются в более пристальном изучении.

При контакте одной пары зубьев вся нагрузка P передается через этот контакт, при двух парном контакте – нагрузка распределяется между двумя парами. Упругая деформация состоит из суммы деформаций контакта и изгиба зубьев. С учетом ряда допущений, принятых авторами [3] общая упругая деформация будет величиной, линейно зависящей от нагрузки,

$$\delta(t) = P(t)/C_\delta, \quad (1)$$